



DE 696 16 117 T 2

⑮ BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

⑫ Übersetzung der  
europäischen Patentschrift

⑨ EP 0 733 834 B 1

⑩ DE 696 16 117 T 2

⑤ Int. Cl.<sup>7</sup>:  
**F 16 H 63/30**  
F 16 H 57/08  
F 16 D 25/08  
F 16 H 3/66

- ⑳ Deutsches Aktenzeichen: 696 16 117.6  
㉑ Europäisches Aktenzeichen: 96 103 688.6  
㉒ Europäischer Anmeldetag: 8. 3. 1996  
㉓ Erstveröffentlichung durch das EPA: 25. 9. 1996  
㉔ Veröffentlichungstag  
der Patenterteilung beim EPA: 24. 10. 2001  
㉕ Veröffentlichungstag im Patentblatt: 4. 7. 2002

③① Unionspriorität:

9014395 24. 03. 1995 JP  
26903995 25. 09. 1995 JP

⑦③ Patentinhaber:

Aisin AW Co., Ltd., Anjo, Aichi, JP

⑦④ Vertreter:

Vossius & Partner, 81675 München

⑧④ Benannte Vertragsstaaten:

DE, GB

⑦② Erfinder:

Moroto, Shuzo, Nagoya-shi, Aichi-ken 458, JP;  
Taniguchi, Takao, Okazaki-shi, Aichi-ken, 444-21, JP;  
Miyagawa, Shoichi, Okazaki-shi, Aichi-ken, 444-31,  
JP; Tsukamoto, Kazumasa, Toyota-shi, Aichi-ken,  
471, JP; Hayabuchi, Masahiro, Anjo-shi, Aichi-ken,  
446, JP; Nishida, Masaaki, Anjo-shi, Aichi-ken, 446,  
JP; Kasuya, Satoru, Hekinan-shi, Aichi-ken, 447, JP;  
Teraoka, Yutaka, Anjo-shi, Aichi-ken, 444-11, JP

⑤④ Hydraulikkupplung für automatische Getriebe in Kraftfahrzeugen

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99 (1) Europäisches Patentübereinkommen).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patent- und Markenamt inhaltlich nicht geprüft.

DE 696 16 117 T 2

EP-B-0 733 834

(96 10 3688.6)

AISIN AW CO., LTD.

u.Z.: A 1434 EP

21. Jan. 2002

5

### Hydraulikkupplung für automatische Getriebe in Kraftfahrzeugen

Die vorliegende Erfindung betrifft ein Automatikgetriebe  
10 für ein Fahrzeug und insbesondere ein Fahrzeug-Automatik-  
getriebe mit einer Getriebezugkonstruktion zum Umschalten von  
Kraftübertragungswegen durch eine Kupplung, die den hydraulischen  
Servoabschnitt von drehbaren Elementen trennt.

Im Stand der Technik ist die Mehrscheibenkupplung, die  
15 zum Verbinden der drehbaren Elemente eines Kraftübertragungs-  
mechanismus miteinander in den Getriebezug eines Automatik-  
getriebes aufgenommen ist, um die Kraftübertragung durchzu-  
führen und zu blockieren, so aufgebaut, daß sie einen Rei-  
bungsplattenabschnitt aufweist, der durch abwechselnd in  
20 Achsenrichtung erfolgtes Schichten mehrerer Reibungselemente,  
die am äußeren Umfang der Nabe durch Verkeilen ihrer inneren  
Umfänge drehungsfrei unterstützt sind, hergestellt ist und  
mehrere Trennplatten aufweist, die am inneren Umfang der  
Trommel durch ebenso erfolgtes Verkeilen ihrer äußeren  
25 Umfänge drehungsfrei unterstützt sind. Die hydraulische  
Servoeinrichtung zum Schieben dieses  
Reibungsplattenabschnitts ist so aufgebaut, daß sie durch den  
Zylinder, der auf der Seite der Kupplungstrommel angeordnet,  
an einem drehbaren Element befestigt und mit der Trommel  
30 integriert ist, und durch den im Zylinder gleitbar  
angeordneten Kolben eine Ölkammer festlegt, so daß der Kolben  
durch den der Ölkammer zugeführten Öldruck nach außen  
gedrängt wird, um den Reibungsplattenabschnitt zu schieben  
und dadurch die Kupplung einzurücken. Kurz gesagt ist die  
35 hydraulische Servoeinrichtung so ausgelegt, daß sie zusammen  
mit der Kupplungstrommel rotiert. Die Kupplung mit dieser

Konstruktion ist durch die in JP-A-5 321 947 offenbarte Technik beispielhaft angegeben.

Allgemein erfahren die drehbaren Elemente im Automatikgetriebe zu einem Schaltungszeitpunkt eine Drehungsänderung, so daß durch die Drehungsänderung und das Gewicht der drehbaren Elemente eine Trägheitskraft (oder ein Trägheitsdrehmoment) erzeugt wird, die die Schwankungen des Abtriebswellen-Drehmoments beeinflusst und dadurch Schaltungsstöße bewirkt. Falls der erwähnte Stand der Technik unter diesem Aspekt betrachtet wird, ist gemäß dieser Technik die die hydraulischen Servoeinrichtungen enthaltende Kupplungstrommel an den drehbaren Elementen befestigt, so daß das Gewicht der drehbaren Elemente durch die hydraulischen Servoeinrichtungen erhöht ist, wodurch das Trägheitsdrehmoment vergrößert wird und die oben erwähnten Schaltungsstöße verstärkt werden. Wenn die hydraulische Servoeinrichtung der Kupplung weiterhin wie im Stand der Technik mit der Kupplungstrommel integriert ist, wird durch die auf das Öl im Zylinder wirkende Zentrifugalkraft ein Zentrifugalöldruck erzeugt, so daß der Kolben den Öldruck aufnimmt, der um den Zentrifugalöldruck höher als der aus einem Hydrauliksteuersystem kommende Ausgangsöldruck ist. Aus diesen Gründen ist gemäß der oben erwähnten, in JP-A-5 321 947 offenbarten Technik eine Ölkammer zum Verschieben des Zentrifugalöldrucks vorgesehen. Dieses Vorsehen der Zentrifugalöldruck-Verschiebekammer ist jedoch zum Abschwächen der Schaltungsstöße nicht bevorzugt, weil sie eine Erhöhung des Gewichts der drehbaren Elemente bewirkt. Das Vorsehen der Zentrifugalöldruck-Verschiebekammer ruft ein weiteres Problem hervor, das darin besteht, daß die Größe des Systems erhöht wird.

Aus US-A-3 251 247 ist eine Antriebsgetriebevorrichtung bekannt. Die Getriebevorrichtung umfaßt ein Getriebegehäuse, eine Antriebswelle, einen Kraftübertragungsmechanismus, der mit der Antriebswelle verbunden ist und mehrere Kraftübertragungselemente aufweist, eine mit dem Kraftübertragungsmechanismus verbundene Abtriebswelle, eine Kupplung, die beliebige

zwei von der Antriebswelle und den Kraftübertragungselementen antreibend miteinander verbindet, und eine hydraulische Servoeinrichtung zum Aktivieren der Kupplung beim Zuführen eines Öldrucks. Die hydraulische Servoeinrichtung umfaßt  
5 weiterhin einen am Getriebegehäuse ausgebildeten ortsfesten Zylinder, einen Kolben, der gleitfähig im Zylinder angeordnet ist und zusammen mit dem Zylinder eine Ölkammer festlegt, der Öldruck zuzuführen ist, und ein zwischen dem Kolben und der Kupplung angeordnetes Lager zum Übertragen der vom Kolben  
10 kommenden Schubkräfte auf die Kupplung, wenn der Ölkammer der Öldruck zugeführt wird, während relative Drehungen zwischen dem Kolben und der Kupplung ermöglicht werden.

Die Erfindung unterscheidet sich dadurch, daß sie ein Fahrzeug-Automatikgetriebe betrifft, sowie durch die Anord-  
15 nung der hydraulischen Servoeinrichtung von US-A-3 251 247.

Daher besteht eine allgemeine oder erste Aufgabe der vorliegenden Erfindung darin, ein Fahrzeug-Automatikgetriebe bereitzustellen, das die Schaltungsstöße abschwächen kann.

Diese Aufgabe wird durch die Merkmale der Ansprüche  
20 gelöst.

Insbesondere wird die Aufgabe gelöst, indem der ortsfeste Abschnitt der hydraulischen Servoeinrichtung getrennt von den drehbaren Elementen eingerichtet wird, um das Trägheitsdrehmoment der drehbaren Elemente zu verringern sowie die  
25 Größe und das Gewicht zu verringern, indem es unnötig gemacht wird, die Zentrifugalöldruck-Verschiebekammer in der hydraulischen Servoeinrichtung der Kupplung zu bilden.

Wenn die oben erwähnte Kupplung die Antriebskupplung zum Verbinden der Antriebswelle und des Kraftübertragungselements  
30 ist, treten die folgenden Probleme auf, falls die Antriebswelle, wie in dem Fall, in dem der Zylinder in der Kupplungstrommel aus dem Stand der Technik ausgebildet ist, auf der äußeren Umfangsseite der Kupplung mit dem Kranz verbunden ist. Falls die axiale Größe insbesondere durch Bilden des  
35 ortsfesten Zylinders der hydraulischen Servoeinrichtung in der Seitenwand a des axialen Endabschnitts des Gehäuses

verringert werden soll, wie in Fig. 16 dargestellt ist, wird die Kupplung über ein Einrückrohr 3 eingerückt, das sich durch ein eine Antriebswelle b und einen Umfangskranz c verbindendes Verbindungselement d erstreckt, weil die Antriebswelle b von der Seitenwand a her eingeführt wird. Daher muß dem Einrückrohr e eine kammförmige Anordnung gegeben werden, so daß die Schubkraft von einem Kolben f nicht gleichmäßig in Umfangsrichtung der Kupplung übertragen wird, wodurch der Auflagedruck ungleichmäßig gemacht wird. Andererseits ist dann, wenn die Kupplung über den ganzen Umfang geschoben wird, wie in Fig. 17 dargestellt ist, um den ungleichmäßigen Auflagedruck zu verhindern, eine Mittelstütze g zum Bilden eines weiteren Zylinders erforderlich, um die axiale Größe zu erhöhen. Es sei am Rande bemerkt, daß die Figuren 16 und 17 für den Fall beschrieben werden, in dem die mit dem ortsfesten Zylinder auszubildende Seitenwand und die die Antriebswelle aufnehmende Seitenwand identisch sind. Falls die Antriebswelle jedoch von einer Seitenwand der zwei axialen Endabschnitte des Gehäuses eingeführt und bis zur anderen Seitenwand vorgeschoben wird, treten ähnliche Probleme auch dann auf, wenn der ortsfeste Zylinder in der anderen Seitenwand ausgebildet ist.

Daher besteht eine zweite Aufgabe der vorliegenden Erfindung darin, die zuvor erwähnte Ungleichmäßigkeit des Auflagedrucks zu vermeiden, während die axiale Größe durch das Anordnen der hydraulischen Servoeinrichtung unter Verwendung der Gehäuseseitenwände verringert wird, wenn die Kupplung die Antriebskupplung des Kraftübertragungsmechanismus ist, die durch die einen ortsfesten Zylinder aufweisende hydraulische Servoeinrichtung zu betätigen ist.

Bei der oben erwähnten einen ortsfesten Zylinder aufweisenden hydraulischen Servoeinrichtung können weiterhin im Gegensatz zur Kupplungstrommel, bei der der drehbare Zylinder aus dem Stand der Technik verwendet wird, die Kolbenschubkraft und die Reaktionskraft nicht in der Kupplungstrommel ausgeglichen werden. Daher besteht eine dritte Aufgabe der

vorliegenden Erfindung darin, bei der Konstruktion, bei der die Antriebskupplung durch die einen ortsfesten Zylinder aufweisende hydraulische Servoeinrichtung betätigt wird, zu verhindern, daß die sich aus der Schubkraft von der hydraulischen Servoeinrichtung ergebende Reaktionskraft auf den Kraftübertragungsmechanismus wirkt.

Als nächstes ist es bei der Kupplung wünschenswert, daß den Reibungsplattenabschnitten stets das Schmieröl zugeführt wird, um unabhängig davon, ob die Kupplung ein- oder ausgerückt ist, die Wärmeerzeugung zu verhindern und bei ihrem Ein- oder Ausrücken stabile Reibungseigenschaften zu erzielen. Beim mit der hydraulischen Servoeinrichtung ausgerüsteten Kupplungsstrommeltyp aus dem Stand der Technik stehen jedoch bei der Konstruktion, bei der die Kranzseite mit der Antriebswelle verbunden ist, während die Nabenseite mit einem der Kraftübertragungselemente verbunden ist, die meisten Kraftübertragungselemente des Kraftübertragungsmechanismus beim Halt des Fahrzeugs oder an der Gangstufe, an der die Kraftübertragungselemente nicht beteiligt sind, still. In diesem Zustand hemmen die stillstehenden Naben das Zuführen des Schmieröls von der radial inneren Seite der Naben zu den Reibungsplattenabschnitten, wodurch Nachteile beim oben erwähnten Verhindern der Wärmeerzeugung und beim Aufrechterhalten der stabilen Reibungseigenschaften herbeigeführt werden. Diese Probleme werden unbedingt hervorgerufen, wenn die Kupplung mit der Antriebswelle verbunden ist.

Daher besteht eine vierte Aufgabe der vorliegenden Erfindung darin, die Kupplungskonstruktion zu ermöglichen, die die einen ortsfesten Zylinder aufweisende hydraulische Servoeinrichtung aufweist, um den Reibungsplattenabschnitten durch Verbinden der Naben mit der Antriebswelle stets das Schmieröl zuzuführen.

Es sei am Rande bemerkt, daß das Lager umso vorteilhafter ist, je kleiner sein Kreiselradius ist, so daß die Relativbewegung zum Erreichen einer maximal zulässigen Drehzahl verringert werden kann. Andererseits ist es erwünscht, daß

die Kupplung einen möglichst großen Durchmesser aufweist, um die Reibungsfläche beizubehalten. Falls jedoch der Reibungsplattenabschnitt durch das Lager geschoben werden soll, muß er einerseits einen kleinen Durchmesser und andererseits einen großen Durchmesser aufweisen, weil die einen ortsfesten Zylinder aufweisende hydraulische Servoeinrichtung verwendet wird. Daher besteht eine fünfte Aufgabe der vorliegenden Erfindung darin, eine Konstruktion zu verwirklichen, die diese entgegengesetzten Anforderungen an das bezüglich der hydraulischen Servoeinrichtung angeordnete Lager erfüllen kann.

Eine sechste Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht darin, die Größe des Systems durch eine Rückholfederanordnung unter Verwendung der radial inneren Seite der Kupplung, der der große Durchmesser verliehen ist, zu verringern, wie oben beschrieben wurde.

Bei der einen rotierenden Zylinder aufweisenden Kupplungstrommel aus dem Stand der Technik wird die Reaktionskraft weiterhin nur in der Kupplungstrommel aufgenommen, und es wird keine äußere Kraft auf die Kupplung ausgeübt, so daß der Hub des Kolbens beim Einrücken der Kupplung im wesentlichen konstant ist. Beim ortsfesten Zylinder wird die Reaktion dagegen über ein anderes Element, wie den Kraftübertragungsmechanismus oder die Antriebswelle, aufgenommen, so daß diverse von der Schubkraft der hydraulischen Servoeinrichtung verschiedene Kräfte, wie die Schubkraft des Schraubenrads, auf die Kupplung ausgeübt werden. Falls diese Kräfte zum Zeitpunkt des Ausrückens der Kupplung wirken, ändern sich die Spielräume zwischen den Reibungsplattenabschnitten der Kupplung mit den Situationen zu diesem Zeitpunkt, so daß sich die Eingriffseigenschaften der Kupplung mit der Änderung der Spielräume ändern, wenn die Kupplung eingerückt werden muß. Hierdurch werden nicht nur die Verschlechterung der Steuerbarkeit des Öldrucks zur Schaltzeit sondern auch die Schaltungsstöße bewirkt.

3           Daher besteht eine siebte Aufgabe der vorliegenden Erfindung darin, die Spielräume der Kupplung mit der Konstruktion, bei der die einen ortsfesten Zylinder aufweisende hydraulische Servoeinrichtung verwendet wird, auf einem konstanten  
5   Niveau zu halten, um die Änderung der Eingriffseigenschaften der Kupplung und die Schaltungsstöße zu vermindern.

          Eine achte Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht darin, das stabile Schmieren des Lagers, das bei der oben erwähnten Konstruktion der Kupplung bezüglich der hydraulischen Servoeinrichtung angeordnet ist, zu verwirklichen.  
10

          Es sei am Rande bemerkt, daß im Stand der Technik die Technik an sich existiert, mit der die hydraulische Servoeinrichtung der Kupplung nur drehungsfrei gemacht wird, wie in JP-A-2 290 731 und JP-A-4 285 331 offenbart ist. Die  
15   erstere wird zum Verbinden des Differentialmechanismus und der Abtriebswelle auf die Kupplung angewendet, um das Drehmoment zwischen den vorderen und hinteren Rädern in der mittleren Differentialeinheit zu verteilen, und die letztere wird auf die Kupplung angewendet, um das Abtriebsrad der  
20   Leistungsgewinnungseinheit (oder der Abtriebseinheit) mit der Abtriebswelle zu verbinden. Falls die Kupplung mit der drehungsfreien hydraulischen Servoeinrichtung dementsprechend am letzten Abtriebsabschnitt angeordnet wird, der zur Schaltzeit des Kraftübertragungsmechanismus des Automatikgetriebes keine  
25   drastische Drehungsänderung aufweist, können die von der vorliegenden Erfindung vorgesehenen wichtigen Funktionen des Abschwächens des Schaltungsstoßes durch Verringern des Trägheitsdrehmoments und des Verhinderns der Verschlechterungen der Öldruck-Steuercharakteristiken infolge des Fehlens des Zentrifugalöldrucks nicht erreicht werden.  
30

          Gemäß einem ersten Gesichtspunkt der vorliegenden Erfindung ist zum Lösen der oben erwähnten ersten Aufgabe ein Fahrzeug-Automatikgetriebe zum Einrichten mehrerer Vorwärtsgangstufen vorgesehen, welches aufweist: ein Getriebegehäuse;  
35   eine Antriebswelle; einen Kraftübertragungsmechanismus, der mit der Antriebswelle verbunden ist und mehrere Kraftübertra-



gungselemente aufweist; eine mit dem Kraftübertragungsmechanismus verbundene Abtriebswelle; eine Kupplung, die beliebige zwei von der Antriebswelle und den Kraftübertragungselementen antreibend miteinander verbindet; und eine hydraulische Servoeinrichtung zum Einrücken der Kupplung, wenn ihr ein Öldruck zugeführt wird; wobei die hydraulische Servoeinrichtung aufweist: einen am Getriebegehäuse ausgebildeten ortsfesten Zylinder; einen Kolben, der gleitfähig im Zylinder angeordnet ist und zusammen mit dem Zylinder eine Ölkammer festlegt, der der Öldruck zuzuführen ist; und ein zwischen dem Kolben und der Kupplung angeordnetes Lager zum Übertragen der vom Kolben kommenden Schubkräfte auf die Kupplung, wenn der Ölkammer der Öldruck zugeführt wird, während die relativen Drehungen zwischen dem Kolben und der Kupplung ermöglicht werden.

Gemäß einem zweiten Gesichtspunkt der vorliegenden Erfindung ist zum Lösen der zweiten Aufgabe ein Fahrzeug-Automatikgetriebe zum Einrichten mehrerer Vorwärtsgangstufen vorgesehen, welches aufweist: ein Getriebegehäuse; eine Antriebswelle; einen Kraftübertragungsmechanismus, der mit der Antriebswelle verbunden ist und mehrere Kraftübertragungselemente aufweist; eine mit dem Kraftübertragungsmechanismus verbundene Abtriebswelle; eine Kupplung, die die Antriebswelle mit irgendeinem der Kraftübertragungselemente einzeln antreibend verbindet; und eine hydraulische Servoeinrichtung zum Einrücken der Kupplung beim Zuführen eines Öldrucks, wobei das Getriebegehäuse den Kraftübertragungsmechanismus, die Kupplung und die hydraulische Servoeinrichtung umschließt und einzeln an seinen beiden axialen Endabschnitten Seitenwände aufweist; wobei die hydraulische Servoeinrichtung aufweist: einen ortsfesten Zylinder, der an mindestens einer der Seitenwände ausgebildet ist; einen Kolben, der gleitfähig im Zylinder angeordnet ist und zusammen mit dem Zylinder eine Ölkammer festlegt, der der Öldruck zuzuführen ist; und ein zwischen dem Kolben und der Kupplung angeordnetes Lager zum Übertragen der vom Kolben kommenden

Schubkraft auf die Kupplung, wenn der Ölkammer der Öldruck zugeführt wird, während die relativen Drehungen zwischen dem Kolben und der Kupplung ermöglicht werden; wobei die Kupplung eine Nabe mit einem äußeren Umfang, mit dem ein Reibungsplattenabschnitt verkeilt ist, und einen Kranz aufweist, der auf der radial äußeren Seite der Nabe quer über den Reibungsplattenabschnitt verlaufend angeordnet ist und einen inneren Umfang aufweist, mit dem der Reibungsplattenabschnitt verkeilt ist, wobei die Antriebswelle mit der Nabe verbunden ist, während eines der Kraftübertragungselemente mit dem Kranz verbunden ist.

Gemäß einem dritten Gesichtspunkt der vorliegenden Erfindung ist zum Lösen der dritten Aufgabe ein Fahrzeug-Automatikgetriebe vorgesehen, wobei der Kraftübertragungsmechanismus einen neben der Kupplung angeordneten Flanschabschnitt zum Übertragen der vom Kolben auf die Kupplung übertragenen Schubkraft auf die Antriebswelle aufweist, und wobei ein zweites Lager zum Regeln der Axialbewegungen der Antriebswelle zwischen der Antriebswelle und der anderen der zwei Seitenwände angeordnet ist.

Gemäß einem vierten Gesichtspunkt der vorliegenden Erfindung ist zum Lösen der vierten Aufgabe ein Fahrzeug-Automatikgetriebe vorgesehen, wobei die Nabe einen Öldurchgang zum Verbinden des inneren und äußeren Umfangs der Nabe aufweist, um das von seiner radial inneren Seite zugeführte Schmieröl in den Reibungsplattenabschnitt einzubringen.

Gemäß einem fünften Gesichtspunkt der vorliegenden Erfindung ist zum Lösen der fünften Aufgabe ein Fahrzeug-Automatikgetriebe vorgesehen, wobei die hydraulische Servoeinrichtung ein Schubelement mit einer ringförmigen Scheibenform aufweist, das zwischen der Kupplung und dem Lager angeordnet ist, und wobei das Schubelement am inneren Umfangsabschnitt dem Lager und am äußeren Umfangsabschnitt der Kupplung gegenüberliegt.

Gemäß einem sechsten Gesichtspunkt der vorliegenden Erfindung ist zum Lösen der sechsten Aufgabe ein Fahrzeug-

Automatikgetriebe vorgesehen, wobei die hydraulische Servoeinrichtung eine Rückholfeder aufweist, die dazu dient, eine der Bewegung des Kolbens entgegenwirkende Schubkraft auf den Kolben auszuüben, wenn der Ölkammer der Öldruck zugeführt wird, und wobei die Rückholfeder auf der radial inneren Seite der Kupplung angeordnet ist.

Gemäß einem siebten Gesichtspunkt der vorliegenden Erfindung ist zum Lösen der siebten Aufgabe ein Fahrzeug-Automatikgetriebe vorgesehen, wobei die Antriebswelle und/oder der Kraftübertragungsmechanismus ein Reaktions-  
element zum Übertragen der Schubkraft von der hydraulischen Servoeinrichtung über die Kupplung auf das Getriebegehäuse aufweist, wobei die hydraulische Servoeinrichtung eine Rückholfeder aufweist, die dazu dient, eine der Bewegung des Kolbens entgegenwirkende Schubkraft auf den Kolben auszuüben, wenn der Ölkammer der Öldruck zugeführt wird, und ein zwischen der Kupplung und dem Lager angeordnetes Schubelement aufweist, und wobei die Rückholfeder so angeordnet ist, daß sie an ihrem einen Ende an das Schubelement und an ihrem anderen Ende an das Reaktionselement axial anstößt.

Gemäß einem achten Gesichtspunkt der vorliegenden Erfindung ist zum Lösen der achten Aufgabe ein Fahrzeug-Automatikgetriebe vorgesehen, wobei die hydraulische Servoeinrichtung ein zwischen der Kupplung und dem Lager angeordnetes Schubelement aufweist, wobei das Schubelement so mit der Antriebswelle verbunden ist, daß es sich nicht in bezug auf diese dreht sondern axial gleitet, wobei das Lager ein Paar von Laufringen aufweist, die an den Kolben bzw. das Schubelement anstoßen, und wobei der an das Schubelement anstoßende Laufring einen Schmieröl-Aufnahmeabschnitt aufweist, der zylindrisch und radial innen zum Schubelement ausgedehnt ist.

Gemäß dem ersten Gesichtspunkt der vorliegenden Erfindung wird die oben erwähnte Konstruktion der einen ortsfesten Zylinder aufweisenden hydraulischen Servoeinrichtung verwendet, durch die die Kupplung des Automatikgetriebes eingerückt

§ wird, so daß das Gewicht der drehbaren Elemente verringert werden kann, um die Schaltungsstöße infolge des Trägheitsdrehmoments zur Schaltzeit abzuschwächen. Weiterhin ist die Ölkammer der hydraulischen Servoeinrichtung auf der Getriebe-  
5 gehäuseseite ausgebildet, so daß im Gegensatz zur Zentrifugalöldruck-Verschiebekammer eine große Abmessung des Systems vermieden werden kann, während das Trägheitsdrehmoment verringert wird und die Verschlechterung der Öldruck-Steuercharakteristiken zur Schaltzeit infolge des  
10 Auftretens des zentrifugalen Öldrucks verhindert wird.

Als nächstes wird gemäß dem zweiten Gesichtspunkt der vorliegenden Erfindung die Antriebswelle mit der im inneren Umfang der Kupplung angeordneten Nabe verbunden, so daß die Kupplung direkt durch die auf der Getriebegehäuseseite ange-  
15 ordnete hydraulische Servoeinrichtung betätigt wird, um die oben erwähnte Ungleichmäßigkeit des Auflagedrucks zu beseitigen und die axiale Größe zu verringern.

Gemäß dem dritten Gesichtspunkt der vorliegenden Erfindung wird weiterhin die Reaktionskraft auf eine Seiten-  
20 wand übertragen, während die Schubkraft von der hydraulischen Servoeinrichtung über die Kupplung, den Flanschabschnitt und die Antriebswelle auf die andere Seitenwand übertragen wird, so daß die Axialkraft an den zwei Seitenwänden des Getriebegehäuses aufgenommen wird, während sie keine Schubkraft auf  
25 den restlichen Kraftübertragungsmechanismus ausübt. Dadurch müssen die den Kraftübertragungsmechanismus bildenden Elemente die Reaktionskraft nicht aufnehmen, so daß der Kraftübertragungsmechanismus kompakt hergestellt werden kann.

Gemäß dem vierten Gesichtspunkt der vorliegenden Erfindung dreht sich die Nabe der Kupplung weiterhin immer  
30 mit der Antriebswelle, so daß das von der radial inneren Seite der Kupplung zugeführte Öl durch die Zentrifugalkraft der Antriebswelle stabil über den Öldurchlaß der Nabe dem Reibungsplattenabschnitt zugeführt wird, um das Schmieren zu  
35 fördern und dadurch die Schmierleistung und die Kühlwirkung zu verbessern.

Gemäß dem fünften Gesichtspunkt der vorliegenden Erfindung ist weiterhin das Schubelement vorgesehen, das an seinem inneren Umfangsabschnitt an das Lager und an seinem äußeren Umfangsabschnitt an die Kupplung anstößt, so daß das Lager und die Kupplung wie erforderlich an den optimalen Positionen angeordnet werden können.

Gemäß dem sechsten Gesichtspunkt der vorliegenden Erfindung wird weiterhin durch Verwenden der Konstruktion nach Anspruch 5, bei der die Kupplung notwendigerweise auf der äußeren Umfangsseite angeordnet ist, die Rückholfeder im Raum angeordnet, der auf der inneren Umfangsseite der Kupplung ausgebildet ist, so daß das Automatikgetriebe durch die radiale Überlappungsanordnung der Rückholfeder und der Kupplung kompakt hergestellt werden kann.

Gemäß dem siebten Gesichtspunkt der vorliegenden Erfindung wird die Rückholfeder weiterhin so zwischen dem Reaktionselement und dem Schubelement angeordnet, daß sie den Spielraum der Kupplung gegenüber der beim Ausrücken der Kupplung von der Außenseite kommenden Schubkraft auf einem konstanten Niveau hält. Dadurch ist es möglich, die Verschlechterung der Steuerbarkeit der Kupplung und die Schaltungsstöße zu vermeiden, die andernfalls durch die Abweichungen der Spielräume bewirkt werden könnten.

Gemäß dem achten Gesichtspunkt der vorliegenden Erfindung ist das Schubelement weiterhin drehungsfrei mit der stets rotierenden Antriebswelle verbunden, so daß es immer mit der Antriebswelle rotiert. Der Laufring des Lagers auf der Seite des Schubelements stößt an das Schubelement an, so daß er stets mit der Antriebswelle rotiert. Dadurch wird das dem Schmieröl-Aufnahmeabschnitt des Laufrings zugeführte Öl stets durch die Drehungen des Laufrings begleitenden Zentrifugalkräfte stabil dem Lager zugeführt.

Andere Aufgaben und weitere Merkmale und Vorteile der vorliegenden Erfindung werden anhand der folgenden Beschrei-

bung mit Bezug auf die anliegenden Zeichnungen deutlich werden. Es zeigen:

5 Fig. 1 eine schematische Darstellung der Gesamtkonstruktion eines Fahrzeug-Automatikgetriebes gemäß einer ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung,

Fig. 2 ein Betriebsdiagramm des oben erwähnten Getriebes,

Fig. 3 eine schematische Darstellung der Gesamtkonstruktion eines Fahrzeug-Automatikgetriebes gemäß einer zweiten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung,

10 Fig. 4 ein Betriebsdiagramm des oben erwähnten Getriebes,

Fig. 5 eine schematische Darstellung der Gesamtkonstruktion eines Fahrzeug-Automatikgetriebes gemäß einer dritten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung,

Fig. 6 ein Betriebsdiagramm des oben erwähnten Getriebes,

15 Fig. 7 eine schematische Darstellung der Gesamtkonstruktion eines Fahrzeug-Automatikgetriebes gemäß einer vierten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung,

Fig. 8 ein Betriebsdiagramm des oben erwähnten Getriebes,

20 Fig. 9 eine schematische Darstellung der Gesamtkonstruktion eines Fahrzeug-Automatikgetriebes gemäß einer fünften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung,

Fig. 10 ein Betriebsdiagramm des vorhergehend erwähnten Getriebes,

25 Fig. 11 eine Schnittansicht eines Abschnitts einer Kupplung und ihrer hydraulischen Servoeinrichtung des Fahrzeug-Automatikgetriebes gemäß der ersten Ausführungsform,

Fig. 12 eine Schnittansicht eines Abschnitts der Kupplung und ihrer hydraulischen Servoeinrichtung des Fahrzeug-Automatikgetriebes gemäß der ersten Ausführungsform,

30 Fig. 13 eine schematische Darstellung der Gesamtkonstruktion eines Fahrzeug-Automatikgetriebes gemäß einer sechsten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung,

Fig. 14 ein Betriebsdiagramm des oben erwähnten Getriebes,

Fig. 15 eine Schnittansicht eines Abschnitts einer Kupplung und ihrer hydraulischen Servoeinrichtung des Fahrzeug-Automatikgetriebes gemäß der sechsten Ausführungsform.

Fig. 16 eine imaginäre Darstellung zum Erklären einer Anordnung, bei der eine Antriebskupplung durch eine hydraulische Servoeinrichtung mit einem ortsfesten Zylinder gemäß dem Verfahren aus dem Stand der Technik betätigt wird, und

Fig. 17 eine imaginäre Darstellung zum Erklären einer weiteren Anordnung, bei der eine Antriebskupplung durch eine hydraulische Servoeinrichtung mit dem ortsfesten Zylinder gemäß dem Verfahren aus dem Stand der Technik betätigt wird.

Die Ausführungsformen der vorliegenden Erfindung werden mit Bezug auf die anliegenden Zeichnungen beschrieben. Zuerst wird nachfolgend die allgemeine Konstruktion der ersten Ausführungsform beschrieben. Wie in Fig. 1 als Schema dargestellt ist, weist dieses Automatikgetriebe T für ein Fahrzeug folgendes auf: ein Getriebegehäuse 10; eine Antriebswelle 14; einen mit der Antriebswelle 14 verbundenen Kraftübertragungsmechanismus M, der aus Getriebeeinheiten M1 und M2 mit mehreren Kraftübertragungselementen besteht (wie nachfolgend detailliert beschrieben wird); eine mit dem Kraftübertragungsmechanismus m verbundene Abtriebswelle 15; Kupplungen C-1 und C-2 zum antreibenden Verbinden der Antriebswelle 14 und zweier beliebiger der Kraftübertragungselemente miteinander, wobei C-1 bei der vorliegenden Ausführungsform dem antreibenden Verbinden der Antriebswelle 14 mit dem Sonnenrad S1 dient und C-2 dem antreibenden Verbinden mit einem Träger C1 dient; und hydraulische Servoeinrichtungen 3 und 4, die dazu dienen, die Kupplungen C-1 und C-2 jeweils einzurücken, wenn ihnen der Öldruck zugeführt wird, um dadurch mehrere (bei der vorliegenden Ausführungsform beispielsweise vier) Vorwärtsgangstufen einzurichten.

Das Getriebegehäuse 10 umschließt den Kraftübertragungsmechanismus M, die gepaarten Kupplungen C-1 und C-2, die gepaarten hydraulischen Servoeinrichtungen 3 und 4 und die

übrigen damit in Verbindung stehenden Mechanismen, wie nachfolgend detailliert beschrieben wird, und es weist an seinen beiden axialen Endabschnitten jeweilige Seitenwände 10a und 10b auf.

5 Die hydraulischen Servoeinrichtungen 3 und 4 umfassen: Zylinder 30 und 40, die an den jeweiligen Seitenwänden 10a und 10b des Getriebegehäuses 10 ausgebildet sind, Kolben 31 und 41, die in den Zylindern 30 und 40 gleitbar angeordnet und diesen zugeordnet sind, um Ölkammern 3C und 4C festzulegen, denen der Öldruck zuzuführen ist, sowie Lager 32 und 42,  
10 die zwischen den Kolben 31 und 41 und den Kupplungen C-1 und C-2 angeordnet sind, um relative Drehungen zwischen den Kolben 31 und 41 und den Kupplungen C-1 und C-2 zu ermöglichen und die Schubkräfte von den Kolben 31 und 41 auf die  
15 Kupplungen C-1 und C-2 zu übertragen, wenn der Öldruck den Ölkammern 3C und 4C zugeführt wird.

Wie in FIG. 2 wirkungsmäßig tabellarisch dargestellt ist, wird bei der vorliegenden Ausführungsform die Kupplung C-1 eingerückt, wenn der erste Gang (1.) und der dritte Gang (3.)  
20 von mehreren (also vier Gängen bei dieser Ausführungsform) Vorwärtsgangstufen einzulegen sind, und ausgerückt, wenn die Gangstufe zum zweiten Gang (2.) und zum vierten Gang (4.) verschoben wird. Die Kupplung C-2 wird beim Einlegen des zweiten bis vierten Gangs eingerückt und beim Schalten in den  
25 ersten Gang ausgerückt.

Wie in FIG. 11 in Einzelheiten dargestellt ist, umfaßt die Kupplung C-1 eine Nabe 53 mit einem äußeren Umfang, mit dem mehrere Reibungselemente 51 eines Reibungsplattenabschnitts 50 mit mehreren abwechselnd axial zu den Reibungselementen 51 angeordneten Trennplatten 52 verkeilt sind,  
30 sowie einen Kranz 54, der an der radial äußeren Seite der Nabe 53 quer über den Reibungsplattenabschnitten 50 verlaufend angeordnet ist und einen inneren Umfang aufweist, mit dem die Trennplatten 52 der Reibungsplattenabschnitte 50  
35 verkeilt sind. Weiterhin ist die Antriebswelle 14 über einen radialen Flanschabschnitt 56 mit der Nabe 53 verbunden.



Dieser radiale Flanschabschnitt 56 ist neben der Kupplung C-1 im Kraftübertragungsmechanismus angeordnet und drehungsfrei mit der Antriebswelle 14 verkeilt, um die Funktion der Übertragung der vom Kolben 31 über die Kupplung C-1 übertragenen Schubkraft auf die Antriebswelle 14 auszuführen. Überdies wird der radiale Flanschabschnitt 56 an den Stufenabschnitt der Antriebswelle 14 anstoßend gehalten, so daß er derart geregelt wird, daß er sich in einer Achsenrichtung von der Anordnung der hydraulischen Servoeinrichtung fortbewegt (d.h. nach rechts in der Zeichnung). Andererseits ist das Sonnenrad S1 (wie in Fig. 1 dargestellt), also eines der Kraftübertragungselemente, über eine Sonnenradwelle 16 und die Trommel 55 einer Bremse B-0 mit dem Kranz 54 verbunden. Weiterhin weist die Nabe 53 einen Öldurchgang 57 auf, der sich durch den inneren und äußeren Umfang der Nabe 53 erstreckt, um das von der radial inneren Seite zugeführte Schmieröl in den Reibungsplattenabschnitt 50 einzubringen.

Die hydraulische Servoeinrichtung 3 weist ein Schubelement 33 mit einer ringförmigen Scheibenform auf, das so zwischen der Kupplung C-1 und dem Lager 32 angeordnet ist, daß es an seinem inneren Umfangsabschnitt dem Lager 32 und an seinem äußeren Umfangsabschnitt der Kupplung C-1 gegenüberliegt. Bei der vorliegenden Ausführungsform weist das Schubelement 33 auf einer Seite seiner radial äußeren Seite insbesondere einen solchen an die Trennplatten 52 anstoßenden Abschnitt auf, der ähnlich wie die Reibungselemente 51 an seinem inneren Umfang so mit der mit der Antriebswelle 14 verbundenen Nabe 53 verkeilt ist, daß er sich gegenüber der Nabe nicht dreht sondern in den Achsenrichtungen gleitet. Das Lager 32 weist ein Paar von Laufringen 34 und 35 auf, die an den Kolben 31 bzw. das Schubelement 33 anstoßen. Der an das Schubelement 33 anstoßende Laufring 35 wird von der radial inneren Seite der Walzentragfläche radial nach innen vom Schubelement 33 zylindrisch ausgedehnt, wodurch ein Schmieröl-Aufnahmeabschnitt 36 gebildet wird, der bei der

vorliegenden Ausführungsform an seinem vorderen Ende in Kegelstumpfform radial verkleinert wird.

Die hydraulische Servoeinrichtung 3 hat eine Rückholfeder 58 zum Anwenden einer Schubkraft auf den Kolben 31, die der Bewegung des Kolbens 31 entgegenwirkt, wenn der Öldruck der Ölkammer 3C zugeführt wird. Das Schubelement 31 ist bei der vorliegenden Ausführungsform am zuvor erwähnten Anstoßabschnitt so mit der Antriebswelle 14 verkeilt, daß es sich nicht zur Achsenrichtung dreht sondern in dieser gleitet. Die Rückholfeder 58 ist derart radial innen zur Kupplung C-1 angeordnet, daß ein Ende von ihr über einen Federsitz axial an den inneren Umfangsabschnitt des Schubelements 33 anstößt, während ihr anderes Ende an den zur Antriebswelle 14 führenden radialen Flanschabschnitt 56 anstößt. In Fig. 11 bezeichnen die Bezugszahlen 14a bis 14c in Wellen vorhandene Öldurchlässe zum Zuführen des Schmieröls von der Wellenmitte zu den einzelnen Abschnitten und bezeichnen die Bezugszahlen 10a auch einen im Gehäuse vorhandenen Öldurchlaß, wenngleich der Öldurchlaß zum Zuführen des Arbeitsöls zur hydraulischen Servoeinrichtung 3 nicht dargestellt ist.

Wie in Fig. 12 in Einzelheiten dargestellt ist, sind die Kupplung C-2 und ihre hydraulische Servoeinrichtung 4 im wesentlichen ähnlich wie die zuvor erwähnte Kupplung C-1 und ihre hydraulische Servoeinrichtung 3 aufgebaut, so daß auf die Beschreibung ihrer gemeinsamen Teile verzichtet wird, wobei ähnliche Bezugszeichen verwendet werden, bei denen nur die Anfangszahlen der einzelnen Zeichen durch 4 und 6 ersetzt sind. Die Kupplung C-2 unterscheidet sich jedoch nur dadurch, daß die Antriebswelle 14 und der Mitnehmer C1 oder eines der Kraftübertragungselemente durch die Wirkung der hydraulischen Servoeinrichtung 4 über einen trommelförmigen Kranz 64 und eine Mitnehmerwelle 17 antreibend miteinander verbunden sind. In diesem Fall ist weiterhin ein dem Öldurchfluß 10a entsprechender Öldurchlaß der Öldurchlaß 12a, der in einer Statorwelle 12S ausgebildet ist.

Wie in den Figuren 11 und 12 ersichtlich ist, sind zweite Lager 69 (wie in Fig. 12 dargestellt ist) und 59 (wie in Fig. 11 dargestellt ist) zum Regeln der Axialbewegungen der Antriebswelle 14 zwischen der Antriebswelle 14 und der anderen der beiden Seitenwände 10b und 10c, also zwischen dem radialen Flanschabschnitt, der mit der in Fig. 12 dargestellten Antriebswelle 14 integriert ist, falls die Seitenwand 10b als einzeln angesehen wird, und dem radialen Flanschabschnitt, der sich am Endabschnitt der Statorwelle 12S befindet und an die Seitenwand 10c anstößt, bzw. zwischen dem radialen Flanschabschnitt 56, der an den Stufenabschnitt der in Fig. 11 dargestellten Antriebswelle 14 anstößt, falls die Seitenwand 10c als einzeln angesehen wird, und der Seitenwand 10b angeordnet.

Wieder auf Fig. 1 Bezug nehmend wird im folgenden die Gesamtkonstruktion des Getriebezugs des oben erwähnten Automatikgetriebes T beschrieben. Dieses Automatikgetriebe T umfaßt einen Drehmomentwandler 12 mit einer Verriegelungskupplung 11, zwei Planetengetriebesätze M1 und M2, Bremsen B-0 bis B-2 und die oben erwähnten Kupplungen C-1 und C-2. Die jeweiligen Hohlräder R1 und R2 und Träger C2 und C1 der beiden Getriebesätze M1 und M2 sind miteinander verbunden, und das Sonnenrad S1 und der Träger C1 des Getriebesatzes M1 sind als Antriebselemente über die Kupplungen C-1 bzw. C-2 mit der Antriebswelle 14 verbunden, die zur Turbinenwelle 13 des Drehmomentwandlers 12 führt. Das Hohlrad R1 und der Träger C3, die miteinander verbunden sind, sind über die Abtriebswelle 15 mit dem als ein Abtriebselement wirkenden Gegenantriebsrad 19 verbunden. Weiterhin kann das Sonnenrad S1 des Getriebesatzes M1 durch die Bremse B-0 am Getriebegehäuse 10 befestigt werden, und das Sonnenrad S2 des Getriebesatzes M2 kann auch durch die Bremse B-1 am Getriebegehäuse 10 befestigt werden. Das mit dem Träger C1 verbundene Hohlrad R2 kann auch durch die Bremse B-2 am Getriebegehäuse 10 befestigt werden. Insbesondere sind bei der vorliegenden Ausführungsform das Sonnenrad S1 über die um die

Antriebswelle 14 gepaßte Sonnenradwelle 16 mit der Kupplung C-1 verbunden, der Träger C1 über die um die Antriebswelle 14 gepaßte Trägerwelle 17 mit der Kupplung C-2 verbunden und das Sonnenrad S2 über eine um die Trägerwelle 17 gepaßte  
5 Sonnenradwelle 18 mit der Bremse B-1 verbunden. Weiterhin sind den Bremsen B-0 und B-1 Bandbremsenkonstruktionen gegeben, wobei der Bremse B-2 jedoch eine Naß-Mehrscheibenkonstruktion gegeben ist, wenngleich sie nicht darauf beschränkt ist. Es sei am Rande bemerkt, daß das Abtriebsrad  
10 19 gemäß dieser Ausführungsform über ein Vorgelegerad 20 mit einer Differentialereinheit 21 verbunden ist, wodurch ein Getriebe mit einer horizontalen Konstruktion gebildet ist.

Vom nicht dargestellten hydraulischen Steuersystem gesteuert führt das so aufgebaute Getriebe den einzelnen  
15 Kupplungen und Bremsen entsprechenden hydraulischen Servoeinrichtungen den Öldruck zu, um diese einzurücken (wie durch Kreissymbole angegeben ist) und auszurücken (wie durch Leersymbole angegeben ist) und dadurch die einzelnen Gangstufen einzulegen, wie in Fig. 2 tabellarisch dargestellt ist.

20 Insbesondere wird der erste Gang (1.) dann eingelegt, wenn die Kupplung C-1 eingerückt und die Bremse B-1 angezogen wird. An dieser Stufe wird die Drehung der Antriebswelle 14 über die Kupplung C-1 auf das Sonnenrad S1 übertragen und als die Drehung des Trägers C2, der am stärksten durch das  
25 Fixieren des Sonnenrads S2 verlangsamt wird, wobei die Bremse B-1 angezogen ist, an das Abtriebsrad 19 ausgegeben. Andererseits wird der zweite Gang (2.) dann eingelegt, wenn die Kupplung C-2 eingerückt und die Bremse B-1 angezogen wird. An dieser Stufe wird die über die Kupplung C-2 auf die  
30 Trägerwelle 17 übertragene Antriebskraft über den Träger C1 unverändert auf das Hohlrad R2 übertragen, bis sie als die Differentialdrehung des Trägers C2, der durch das mittels der angezogenen Bremse B-1 fixierte Sonnenrad S2 ein Beispiel eines Reaktionselements ist, auf das Abtriebsrad 19  
35 übertragen wird. Der dritte Gang (3.) wird durch die direkte Verbindung des Getriebesatzes M1 eingelegt, die durch das

Einrücken der beiden Kupplungen C-1 und C-2 erzielt wird. An dieser Stufe wird die Drehung der Antriebswelle 14 unverändert als die Drehung des Trägers C2 an das Abtriebsrad 19 ausgegeben. Der vierte Gang (4.) wird durch das Schonganggetriebe eingelegt, wenn die Kupplung C-2 eingerückt und die Bremse B-0L angezogen wird, um das Sonnenrad S1 zu fixieren. An dieser Stufe wird die Drehung der Antriebswelle 14 als die Drehung des Hohlrads R1, die durch die Umdrehung des Ritzels P1 bezüglich der Drehung des Trägers C1 beschleunigt wird, vom Trägers C2 auf das Abtriebsrad 19 übertragen.

Andererseits wird der Rückwärtsgang (REV) dann eingelegt, wenn die Kupplung C-1 eingerückt und die Bremse B-2 angezogen wird. An dieser Stufe wird die Drehung des Hohlrads R1, die von der Antriebskraft des Sonnenrads S1 durch das Fixieren des Trägers C1 verlangsamt und umgekehrt wurde, über den Träger C2 vom Abtriebsrad 19 ausgegeben.

Wenn den Ölkammern 3C und 4C vom nicht dargestellten im Gehäuse vorhandenen Öldurchgang der Öldruck zugeführt wird, werden die Kolben 31 und 41 durch die beiden Kupplungen C-1 und C-2 gemäß der vorliegenden Erfindung betätigt, um die Schubkräfte von den Kolben 31 und 41 über die zwischen den Kolben 31 und 41 und den Kupplungen C-1 und C-2 angeordneten Lager 32 und 42 auf die Reibungsplattenabschnitte 50 und 60 zu übertragen, während die relativen Drehungen zwischen ihnen selbst und den Kolben 31 und 41 ermöglicht werden, so daß die Kupplungen C-1 und C-2 eingerückt werden. Bei diesem Einrücken wird die auf den Kolben C-1 ausgeübte Schubkraft über den in Fig. 11 dargestellten radialen Flanschabschnitt 56 auf die Antriebswelle 14 übertragen und durch die Gehäuseseitenwand 10c auf der entgegengesetzten Seite durch das in Fig. 12 dargestellte Lager 69 aufgenommen. Dagegen wird die auf die Kupplung C-2 ausgeübte Schubkraft über einen radialen Flanschabschnitt 66 auf die Antriebswelle 14 übertragen und durch die Gehäuseseitenwand 10b auf der entgegengesetzten Seite durch das Lager 59 aufgenommen. Demgemäß erfüllen die

Antriebswelle 14 und ihre beiden radialen Flanschabschnitte 56 und 66 die Regeln für Reaktionselemente. Daher wirken die Schubkräfte zum individuellen Einrücken der Kupplungen C-1 und C-2 nicht auf den Getriebemechanismus M, der mit den Kränzen 54 und 64 der beiden Kupplungen C-1 und C-2 verbunden ist.

Daher wird gemäß der zuvor erwähnten Ausführungsform den hydraulischen Servoeinrichtungen 3 und 4 die Konstruktion des ortsfesten Zylindertyps gegeben, und die Kupplungen C-1 und C-2 des Automatikgetriebes T werden durch diese hydraulischen Servoeinrichtungen eingerückt. Dadurch können die Gewichte der Sonnenradwelle 16, der Trägerwelle und der dazu gehörenden Teile verringert werden, wodurch die durch das Trägheitsdrehmoment zur Schaltzeit bewirkten Schaltungsstöße abgeschwächt werden. Weil die Ölkammern 3C und 4C der hydraulischen Servoeinrichtungen 3 und 4 weiterhin auf der Seite des Getriebegehäuses 10 ausgebildet sind, wird, im Gegensatz zu dem Gehäuse, bei dem die Zentrifugalöldruck-Verschiebekammer ausgebildet ist, eine große Abmessung des Systems vermieden, während das Trägheitsdrehmoment verringert ist und die Verschlechterungen der Öldruck-Steuercharakteristiken zur Schaltzeit infolge des zentrifugalen Öldrucks vermieden werden.

Weil die Antriebswelle 14 weiterhin mit den Naben 53 und 63 verbunden ist, die an den inneren Umfängen der Kupplungen C-1 und C-2 angeordnet sind, können die Reibungsplattenabschnitte 50 und 60 der Kupplungen C-1 und C-2 durch die auf der Seite des Getriebegehäuses 10 angeordneten hydraulischen Servoeinrichtungen 3 und 4 über die Lager 32 und 42 und die Schubelemente 33 und 43 gleichmäßig über den ganzen Umfang geschoben werden, so daß die Ungleichmäßigkeit des Auflagedrucks beim Einrücken der Kupplungen beseitigt wird. Weiterhin kann die gesamte axiale Größe des Getriebes verringert sein, weil die hydraulischen Servoeinrichtungen 3 und 4 in die Seitenwände 10b und 10c versenkt sind.

Weiterhin wird die von der hydraulischen Servoeinrichtung 3 (4) kommende Schubkraft, die die Reaktionskraft an einer Seitenwand 10b (10c) aufnimmt, über die Kupplung C-1 (C-2), den Flanschabschnitt 56 (66) und die Antriebswelle 14 auf die andere Seitenwand 10c (10b) übertragen, und die Axialkraft wird an den zwei Seitenwänden 10b und 10c des Getriebegehäuses so aufgenommen, daß sie nicht auf den anderen Kraftübertragungsmechanismus M wirkt. Dadurch müssen die den Kraftübertragungsmechanismus M bildenden Elemente die Reaktionskraft nicht aufnehmen, so daß der Kraftübertragungsmechanismus kompakt gemacht werden kann.

Weil die Naben 53 und 63 der Kupplungen C-1 und C-2 weiterhin stets zusammen mit der Antriebswelle 14 rotieren, wird das von den radial inneren Seiten der Kupplungen C-1 und C-2 über die Schmieröldurchlässe 14a und 14b der Antriebswelle 14 zugeführte Öl über die Öldurchlässe 57 und 67 der Naben 53 und 63 stabil den Reibungsplattenabschnitten 50 und 60 zugeführt, so daß das Öl in der das Schmieren fördernden Richtung wirkt, wodurch die Schmierleistung und die Kühlwirkung verbessert werden.

Dank den Schubelementen 33 und 43, die an ihren inneren Umfangsabschnitten an die Lager 32 und 42 und an ihren äußeren Umfangsabschnitten an die Reibungsplattenabschnitte 50 und 60 der Kupplungen C-1 und C-2 anstoßen, werden die Lager 32 und 42 und die Kupplungen C-1 und C-2 weiterhin an den erforderlichen optimalen Positionen angeordnet.

Bei Verwendung der oben erwähnten Konstruktion, bei der die Kupplungen C-1 und C-2 auf der äußeren Umfangsseite angeordnet sind, sind die Rückholfedern 58 und 68 weiterhin in den Leerräumen angeordnet, die auf den inneren Umfangsseiten der Kupplungen C-1 und C-2 ausgebildet sind, so daß das Automatikgetriebe durch die radiale Überlappungsanordnung der Rückholfedern 58 und 68 und der Kupplungen C-1 und C-2 kompakt gemacht wird.

Weil die Rückholfedern 58 und 68 weiterhin zwischen den Reaktionselementen 56 und 66 und den Schubelementen 33 und 43

angeordnet sind, bewirken sie beim Ausrücken der Kupplungen C-1 und C-2, daß der Spielraum, der zwischen den Reibungselementen 51 der Reibungsplattenabschnitte 50 und 60 der Kupplungen C-1 und C-2 und den Trennplatten 52 auftritt, beispielsweise gegen die von der Außenseite, also vom das Schraubenrad aufweisenden Sonnenrad S1, wirkende Schubkraft auf einem konstanten Niveau gehalten wird, wodurch die Verschlechterungen der Steuerbarkeit der Kupplungen C-1 und C-2 infolge der Abweichung der Spielräume und der damit verbundenen Schaltungsstöße vermieden werden können.

Weiterhin sind die Schubelemente 33 und 43 so mit der stets rotierenden Antriebswelle 14 verbunden, daß sie in bezug auf diese nicht rotieren, so daß sie immer zusammen mit der Antriebswelle 14 rotieren. Die Laufringe 35 und 45 der Lager 32 und 42 stoßen an den Seiten der Schubelemente 33 und 43 an die Schubelemente 33 und 43 an, so daß sie ebenso stets zusammen mit der Antriebswelle 14 rotieren. Dadurch wird das den Schmieröl-Aufnahmeabschnitten 36 und 46 der Laufringe 35 und 45 zugeführte Öl stets durch die die Drehungen der Laufringe 35 und 45 begleitende Zentrifugalkraft stabil den Lagern 32 und 42 zugeführt.

Es sei am Rande bemerkt, daß beim System gemäß der zuvor erwähnten Ausführungsform das Arbeitsöl direkt vom (nicht dargestellten) Ölschlitz des Gehäuses 10 zugeführt werden kann, und es ist kein Dichtungsring erforderlich, weil der relativ rotierende Abschnitt aus dem Stand der Technik, der den Ölschlitz und die Ölkammern 3C und 4C verbindet, nicht vorhanden ist. Dadurch ist es möglich, das Absinken des Wirkungsgrads infolge des Schleifverlusts des Dichtungsringes und der Erhöhung der Ölpumpenkapazität zum Kompensieren des Ölleckens zu vermeiden. Weil die Naben 53 und 63 an der Antriebsseite auf der inneren Umfangsseite angeordnet sind, kann das Schmieröl immer den Reibungsplattenabschnitten 50 und 60 zugeführt werden, wodurch der Vorteil erzielt wird, daß die Leerlaufsteuerung und die Beständigkeit beim schnellen Einrücken und Anlassen verbessert werden.



Als nächstes zeigt Fig. 3 eine schematische Darstellung eines Fahrzeug-Automatikgetriebes T gemäß einer zweiten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung. Um zwei niedrige und hohe Stufen des Hohlrads R1 gemäß der ersten Ausführungsform auszugeben, wird bei dieser Ausführungsform 5 die Getriebeeinheit M1 von einer Planetengetriebeeinheit M3 begleitet, die die Ritzelwelle und den Träger C1 ebenfalls benutzt, jedoch andere Gangverhältnisse aufweist, und ein Sonnenrad S3 ist durch eine Bandbremse B-0H am Gehäuse 10 befestigt. Gemäß dieser Modifikation ist die der zuvor erwähnten Bremse B-0 entsprechende Bremse mit Bezugszeichen B-0L bezeichnet. Weil die übrigen Konstruktionen den zuvor erwähnten aus der ersten Ausführungsform ähneln, wird auf die Beschreibung der einzelnen Teile verzichtet, wobei die 15 entsprechenden Elemente durch ähnliche Bezugszahlen oder -buchstaben bezeichnet sind.

Bei dieser Konstruktion weisen die Vorwärtsgangstufen fünf Gänge auf, wie im Betriebsdiagramm aus Fig. 4 tabellarisch dargestellt ist. Insbesondere sind die Arbeitsgänge bis 20 zum vierten Gang mit denjenigen aus der vorhergehenden ersten Ausführungsform identisch, und der fünfte Gang wird durch Verwenden der Bremse B-0H statt der Bremse B-0L eingelegt. Es ist bei dieser Konstruktion auch möglich, ähnliche Wirkungen wie bei der ersten Ausführungsform zu erzielen.

25 Als nächstes zeigt Fig. 5 eine schematische Darstellung eines Fahrzeug-Automatikgetriebes T gemäß einer dritten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung. Wenngleich bei dieser Ausführungsform eine der ersten Ausführungsform ähnelnde Getriebeeinheitsanordnung verwendet wird, sind die 30 Antriebsverbindungsbeziehungen zwischen den Kraftübertragungselementen und der Antriebswelle 14 teilweise geändert, um die vier Vorwärtsgänge durch die drei Kupplungen und die zwei Bremsen einzulegen. Diese Ausführungsform ähnelt der ersten Ausführungsform in der Hinsicht, daß die Hohlräder 35 R1 und R2 und die Träger C2 und C1 der zwei Getriebeeinheiten M1 und M2 miteinander verbunden sind, wobei das Sonnenrad S1

der Getriebeeinheit M1 und der Träger C2 der Getriebeeinheit M2 jedoch über die Kupplungen C-1 bzw. C-2 so mit der Antriebswelle 14 verbunden sind, daß sie als die Antriebs-  
elemente wirken können. Der Träger C1 und das Hohlrad R2, die  
5 miteinander verbunden sind, sind mit der Abtriebswelle 15 verbunden. Weiterhin kann das Sonnenrad S2 der Getriebeeinheit M2 durch die Bremse B-1 am Getriebegehäuse 10 fixiert werden und ist über die Rückwärtskupplung C-2 mit der Antriebswelle 14 verbunden, und das mit dem Träger C2  
10 verbundene Hohlrad R1 kann ebenfalls durch die Bremse B-2 am Getriebegehäuse 10 fixiert werden. Die übrigen Konstruktionen ähneln den zuvor erwähnten aus der ersten Ausführungsform, und es wird auf die Beschreibung ihrer Teile verzichtet, wobei die entsprechenden Elemente durch ähnliche Bezugszahlen  
15 oder -buchstaben bezeichnet sind.

Bei dieser Konstruktion weisen die Vorwärtsgangstufen die vier Gänge auf, wie im Betriebsdiagramm aus Fig. 6 tabellarisch dargestellt ist. Insbesondere wird der erste Gang (1.) durch Einrücken der Kupplung C-1 und durch Anziehen der  
20 Bremse B-2 eingelegt, und die Eingabe des Sonnenrads S1 ist dann infolge des Fixierens des Hohlrads R1 die verlangsamte Ausgabe des Trägers C1. Der zweite Gang (2.) wird durch Einrücken der Kupplung C-1 und Anziehen der Bremse B-1 eingelegt, und die Eingabe des Sonnenrads S1 wird unter Verwendung  
25 des fixierten Sonnenrads S2 als das Reaktionselement als Differentialdrehung des Trägers C1 ausgegeben. Der dritte Gang (3.) wird durch das direkte Verbinden der Getriebeeinheit M1 eingelegt, das durch Einrücken der beiden Kupplungen C-1 und C-2 bewirkt wird. Zu diesem Zeitpunkt wird die  
30 Drehung der Antriebswelle 14 unverändert als die Drehung des Trägers C1 ausgegeben. Der Schnellgang oder vierte Gang (4.) wird durch Einrücken der Kupplung C-0 und durch Anziehen der Bremse B-1 zum Fixieren des Sonnenrads S2 eingelegt. Zu diesem Zeitpunkt wird die Drehung der Antriebswelle 14 als  
35 die Drehung des Hohlrads R2, die durch die Umdrehung des Ritzels P1 gegenüber der Drehung des Trägers C2 beschleunigt

wird, vom Träger C1 auf das Abtriebsrad 19 übertragen. Es sei am Rande bemerkt, daß der Rückwärtsgang (REV) durch Einrücken der Kupplung C-2 und Anziehen der Bremse B-2 eingelegt wird, und daß die Drehung des Hohlrads R2, die durch das Fixieren des Trägers C2 gegenüber der Antriebskraft des Sonnenrads S2 umgekehrt und beschleunigt wird, dann über den Träger C1 ausgegeben wird. Demgemäß können ähnliche Wirkungen wie bei der ersten Ausführungsform selbst dann erzielt werden, wenn eine solche Konstruktion verwendet wird.

10 Als nächstes zeigt Fig. 7 eine schematische Darstellung eines Fahrzeug-Automatikgetriebes T gemäß einer vierten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung. Bei dieser Ausführungsform wird der Ravignaux-Rädermechanismus als der Getriebemechanismus M verwendet, welcher aufweist: den ersten  
15 Planetengetriebesatz M1, der aus dem Sonnenrad S1, dem Hohlrad R1 und dem Ritzel P1 besteht, das durch den Träger C1 unterstützt ist und in sie eingreift; sowie den zweiten Planetengetriebesatz M2, der aus dem Sonnenrad S2, dem mit dem ersten Planetengetriebesatz M1 gemeinsam verwendeten  
20 Hohlrad R1, dem mit dem ersten Planetengetriebesatz M1 gemeinsam verwendeten Ritzel P1 und dem Ritzel P2 besteht, das so in das Ritzel P1 und das Sonnenrad S2 eingreift, daß der das Ritzel P1 unterstützende Träger C1 und der das Ritzel P2 unterstützende Träger C2 miteinander verbunden sind.  
25 Weiterhin ist das Sonnenrad S1 über die Kupplung C-1 antreibend mit der Antriebswelle 14 verbunden und kann durch die Bremse B-0 am Gehäuse 10 fixiert werden, der Träger C2 über die Kupplung C-2 antreibend mit der Antriebswelle 14 verbunden und das Hohlrad R1 mit der Abtriebswelle 15  
30 verbunden. Darüber hinaus kann das Sonnenrad S2 durch die Bremse B-1 am Gehäuse 10 fixiert werden und der Träger C1 durch die Bremse B-2 am Gehäuse 10 fixiert werden. Die restliche Konstruktion ähnelt der zuvor erwähnten aus der ersten Ausführungsform, so daß auf die Beschreibung der  
35 Konstruktion der einzelnen Teile verzichtet wird, wobei die

entsprechenden Elemente durch ähnliche Bezugswahlen oder -buchstaben bezeichnet sind.

Bei dieser Konstruktion weisen die Vorwärtsgangstufen die vier Gänge auf, wie im Betriebsdiagramm aus Fig. 8 tabellarisch dargestellt ist. Die Beziehungen zwischen dem Einrücken/Ausrücken bzw. dem Anziehen/Lösen der einzelnen Kupplungen bzw. Bremsen und den einzurichtenden Gangstufen ähneln bei dieser Ausführungsform den zuvor erwähnten aus der ersten Ausführungsform, und es können selbst bei dieser Konstruktion ähnliche Wirkungen wie bei der ersten Ausführungsform erzielt werden.

Als nächstes zeigt Fig. 9 als eine schematische Darstellung eines Fahrzeug-Automatikgetriebes gemäß einer fünften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung. Diese Ausführungsform unterscheidet sich von den vorhergehenden vier Ausführungsformen dadurch, daß ein stets eingreifender Getriebemechanismus als Kraftübertragungsmechanismus M verwendet wird. An der Antriebswelle 14 ist nur ein großes Antriebsrad D3 zum Erreichen des dritten Gangs fixiert; und ein kleines Antriebsrad D1, ein mittelgroßes Antriebsrad D2 und ein Rücklaufantriebsrad Dr zum Einlegen des ersten und des zweiten Gangs und des Rückwärtsgangs sind lose auf die Antriebswelle 14 gepaßt. Andererseits ist an der Abtriebswelle 15 nur ein in das kleine Antriebsrad D1 eingreifendes großes angetriebenes Rad N1 fixiert; und ein in das mittelgroße Antriebsrad D2 eingreifendes mittelgroßes angetriebenes Rad N2, ein in das große Antriebsrad D3 eingreifendes kleines angetriebenes Rad N3 und ein in das Rücklaufantriebsrad Dr eingreifendes angetriebenes Rücklaufad Nr sind alle lose auf die Abtriebswelle 15 gepaßt. Auf der Seite der Antriebswelle 14 ist das kleine Antriebsrad D1 weiterhin über die Kupplung C-1 mit der Antriebswelle 14 verbunden und das mittelgroße Antriebsrad D2 und das Rücklaufantriebsrad Dr sind über die Kupplung C-2 mit der Antriebswelle 14 verbunden. Auf der Seite der Abtriebswelle 15 ist das kleine angetriebene Rad N3 über eine

Kupplung C-3 mit der Abtriebswelle 15 verbunden, und das mittelgroße angetriebene Rad N2 und das angetriebene Rücklauf-  
rad N4 können über eine eingreifende Kupplung C-4 wahl-  
weise mit der Abtriebswelle 15 verbunden werden. Die Kon-  
5 struktion der Kupplung C-1 ähnelt bei dieser Ausführungsform  
der bei der ersten Ausführungsform mit Bezug auf Fig. 11  
beschriebenen, und es wird auf die Beschreibung der einzelnen  
Teile verzichtet, wobei die entsprechenden Elemente durch  
ähnliche Bezugszahlen oder -buchstaben bezeichnet sind.

- 10 Bei dieser Konstruktion nehmen die Vorwärtsgangstufen die  
drei Gänge an, wie im Betriebsdiagramm aus Fig. 10 tabella-  
risch dargestellt ist. Insbesondere ist der erste Gang (1.)  
durch das Verbinden der Antriebswelle 14 mit dem kleinen  
Antriebsrad D1 eingelegt, was durch Einrücken der Kupplung  
15 C-1 ausgeführt wird. Zu diesem Zeitpunkt wird die Drehung der  
Antriebswelle 14 durch das kleine Antriebsrad D1 und das  
große angetriebene Rad N1 verlangsamt und vom Abtriebsrad 19  
der Abtriebswelle 15 auf die Differentialeinheit 21 übertra-  
gen. Der zweite Gang (2.) wird durch das Einrücken der Kupp-  
20 lung C-2 und das Eingreifen der Kupplung C-4 in das mittel-  
große angetriebene Rad N2 auf der Seite der Abtriebswelle 15  
eingelegt. Zu diesem Zeitpunkt wird die Drehung der Antriebs-  
welle 14 durch das mittelgroße Antriebsrad D2 und das mittel-  
große angetriebene Rad N2 verlangsamt und übertragen. Der  
25 dritte Gang (3.) wird durch das Einrücken der Kupplung C-3  
eingelegt. Zu diesem Zeitpunkt wird die Drehung der Antriebs-  
welle 14 durch das große Antriebsrad D3 auf der Seite der  
Antriebswelle 14 und das kleine angetriebene Rad N3 auf der  
Seite der Abtriebswelle 15 beschleunigt und übertragen. Es  
30 sei am Rande bemerkt, daß der Rückwärtsgang (REV) durch das  
Eingreifen der Kupplung C-2 und der Kupplung C-4 in das  
angetriebene Rücklauf-  
rad N4 auf der Seite der Abtriebswelle  
15 eingelegt wird. Selbst bei Verwendung dieser Konstruktion  
ist das Trägheitsdrehmoment in bezug auf das kleine Antriebs-  
35 rad D1 verringert, wodurch ähnliche Wirkungen wie bei der  
ersten Ausführungsform erzielt werden.

Schließlich zeigt Fig. 13 eine schematische Darstellung eines Fahrzeug-Automatikgetriebes T gemäß einer sechsten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung. Dieser Ausführungsform ist eine Getriebezugkonstruktion gegeben, die im wesentlichen derjenigen aus der vorhergehenden zweiten Ausführungsform ähnelt, wobei sie sich jedoch in der Reaktionsaufnahmestruktur unterscheidet. Bei dieser Ausführungsform wird die auf die Kupplung C-1 ausgeübte Schubkraft von einer Mittelstütze 10d aufgenommen, die die Abtriebswelle 15 schließlich über ein im Kraftübertragungsmechanismus eingeschobenes mehrstufiges Drucklager unterstützt. Der Grund für die Verwendung dieser Konstruktion zum Aufnehmen der Reaktionskraft wird im Vergleich zur zweiten Ausführungsform beschrieben. Wenn die in zwei Richtungen wirkenden Schubkräfte, die bei der zweiten Ausführungsform durch die gemeinsame Antriebswelle 14 auf die einzelnen Kupplungen C-1 und C-2 ausgeübt werden, auf die Gehäuseseitenwände 10c und 10b zu übertragen sind, wird es schwierig, diese Kupplungen zu steuern, weil die Schubkräfte zur Zeit des sogenannten "Kupplung-zu-Kupplung-Betriebs" (der bei dieser Ausführungsform vom ersten Gang (1.) zum zweiten Gang (2.) oder umgekehrt ausgeführt wird, wie in Fig. 4 ersichtlich ist), bei dem eine Kupplung eingerückt wird, während die andere ausgerückt wird, über die Antriebswelle 14 auf die anderen Kupplungen einwirken.

Bei der vorliegenden sechsten Ausführungsform wird daher die auf die Kupplung C-2 auszuübende Schubkraft ebenso von der Seitenwand 10b des Getriebegehäuses durch die Antriebswelle 14 über den Flanschabschnitt 56 und das Lager 59 aufgenommen, und die auf die Kupplung C-1 auszuübende Schubkraft wird von der Mittelstütze 10d aufgenommen, die die Abtriebswelle 15 schließlich über das wie allgemein in Fig. 13 angegeben angeordnete mehrstufige Drucklager unterstützt.

Bei diesem Betriebsmodus ähnelt die Konstruktion der Kupplung C-2 im wesentlichen denjenigen aus den vorhergehenden einzelnen Ausführungsformen, die in Fig. 4 in Einzelhei-

ten dargestellt sind. Wie andererseits in Fig. 15 in Einzelheiten dargestellt ist, ist die bei der Kupplung C-1 verwendete Konstruktion infolge des Unterschieds in der Art des Aufnehmens der Reaktionskraft etwas verschieden. Insbesondere ist der radiale Flanschabschnitt 56 so drehungsfrei mit der Antriebswelle 14 verkeilt, daß er sich in den Achsenrichtungen bewegt. Stattdessen ist auf die Antriebswelle 14 ein Flansch 56A gepaßt, der als ein Reaktionselement dient, das an den Stufenabschnitt der Antriebswelle 14 stößt. Dieser Flansch 56A überträgt die von der Antriebswelle 14 empfangene Schubkraft von der Kupplung C-2 über das zwischen dem Flansch 56A und der Seitenwand 10a des Gehäuses 10 angeordnete Drucklager 59 auf die Seitenwand 10b. Andererseits wird die von der Kupplung C-1 aufzunehmende Schubkraft vom radialen Flanschabschnitt 56 über ein Drucklager 71 nicht auf den oben erwähnten Flansch 56A sondern auf die Sonnenradwelle 16 übertragen, bis sie schließlich über die einzelnen Drucklager, die im Kraftübertragungsmechanismus angeordnet sind, wie in Fig. 13 dargestellt ist, von der Mittelstütze aufgenommen wird. Daher wirkt in diesem Modus die Antriebswelle 14 zusammen mit dem Flanschabschnitt 66 des Kraftübertragungsmechanismus M und dem Flansch 56A als das Reaktionselement auf die Kupplung C-2, und der Kraftübertragungsmechanismus M wirkt zusammen mit dem Flanschabschnitt 56 als das Reaktionselement gegenüber der Kupplung C-1. Die übrigen Konstruktionen ähneln denjenigen aus der zuvor erwähnten zweiten Ausführungsform, und es wird auf die Beschreibungen der Konstruktionen der einzelnen Teile verzichtet, wobei die entsprechenden Elemente durch ähnliche Bezugswahlen oder -buchstaben bezeichnet sind.

Bei dieser Konstruktion ähneln die einzelnen Gangstufen denjenigen aus der zuvor erwähnten zweiten Ausführungsform, wie im Betriebsdiagramm aus Fig. 14 tabellarisch dargestellt ist. Bei der oben erwähnten Kupplung-zu-Kupplung-Betriebszeit übt die Schubkraft weiterhin keinen Einfluß über die Antriebswelle 14 auf die anderen Kupplungen aus. Demgemäß ist

besonders diese Ausführungsform beim möglichen hydraulischen Steuern der Kupplungen C-1 und C-2 vorteilhaft. Die übrigen Wirkungen ähneln denjenigen aus der zweiten Ausführungsform.

5        Wenngleich die vorliegende Erfindung in Zusammenhang mit  
den sechs Ausführungsformen beschrieben wurde, bei denen der  
Kraftübertragungsmechanismus in den verschiedenen Weisen  
modifiziert ist und die Konstruktion zum Aufnehmen der Reak-  
tionskraft teilweise modifiziert ist, sollte sie nicht auf  
10        die bei den vorhergehenden Ausführungsformen beispielhaft  
angegebenen Kraftübertragungsmechanismen beschränkt sein,  
sondern kann in ihrer spezifischen Konstruktion innerhalb des  
Schutzzumfangs der Ansprüche auf verschiedene Weisen modifi-  
ziert und in weiterem Sinne auf verschiedene Kraftübertra-  
gungsmechanismen angewendet werden. Wenngleich die vorher-  
15        gehenden einzelnen Ausführungsformen der vorliegenden Erfin-  
dung weiterhin ausschließlich die Fälle veranschaulichten, in  
denen die Antriebswelle und die Kraftübertragungselemente  
antreibend miteinander verbunden sind, kann die vorliegende  
Erfindung natürlich auf die Kupplungen zum antreibenden  
20        Verbinden der Kraftübertragungselemente des Kraftübertra-  
gungsmechanismus miteinander angewendet werden.



EP-B-0 733 834  
(96 10 3688.6)  
AISIN AW CO., LTD.  
u.Z.: A 1434 EP

5

### Patentansprüche

1. Fahrzeug-Automatikgetriebe (T) zum Einrichten mehrerer Vorwärtsgangstufen, aufweisend: ein Getriebegehäuse (10);  
10 eine Antriebswelle (14); einen Kraftübertragungsmechanismus (M), der mit der Antriebswelle verbunden ist und mehrere Kraftübertragungselemente aufweist; eine mit dem Kraftübertragungsmechanismus (M) verbundene Abtriebswelle (15); eine Kupplung (C-1 bzw. C-2), die die Antriebswelle (14) antrei-  
15 bend mit einem der Kraftübertragungselemente verbindet; und eine hydraulische Servoeinrichtung (3 bzw. 4) zum Aktivieren der Kupplung (C-1 bzw. C-2), wenn ihr ein Öldruck zugeführt wird,

wobei das Getriebegehäuse (10) den Kraftübertragungs-  
20 mechanismus (M), die Kupplung (C-1, C-2) und die hydraulische Servoeinrichtung (3, 4) umschließt und zwei axial in einem Abstand angeordnete Seitenwände (10c, 10b) aufweist, die einander gegenüberliegen,

wobei sich die Antriebswelle (14) von einer der Seiten-  
25 wände (10c) über den Kraftübertragungsmechanismus (M) zur anderen Seitenwand (10b) erstreckt, die der einen der Seitenwände axial gegenüberliegt,

wobei die hydraulische Servoeinrichtung (3, 4) aufweist:  
einen ortsfesten Zylinder (30 bzw. 40), der auf der einen  
30 (10b bzw. 10c) der Seitenwände ausgebildet ist,

einen Kolben (31 bzw. 41), der im Zylinder (30 bzw. 40) gleitfähig angeordnet ist und zusammen mit dem Zylinder eine Ölkammer (3C bzw. 4C) festlegt, der ein Öldruck zuzuführen ist,

35 ein zwischen dem Kolben (31) und der Kupplung (C-1) angeordnetes erstes Lager (32) zum Übertragen der vom Kolben

(31) kommenden Schubkräfte auf die Kupplung (C-1), wenn der Ölkammer (3C) der Öldruck zugeführt wird, wobei relative Drehungen zwischen dem Kolben und der Kupplung ermöglicht sind,

5 einen neben der Kupplung (C-1) angeordneten Flanschabschnitt (56) zum Übertragen der vom Kolben (31) über die Kupplung (C-1) übertragenen Schubkraft auf die Antriebswelle (14), und

10 wobei ein zweites Lager (42) zum Regeln der Axialbewegungen der Antriebswelle (14) zwischen der Antriebswelle (14) und der anderen (10c) der zwei Seitenwände angeordnet ist.

#### 2. Getriebe nach Anspruch 1,

wobei die Kupplung (C-1) eine Nabe (53) mit einem äußeren  
15 Umfang, mit dem ein Reibungsplattenabschnitt (50) verkeilt ist, und einen Kranz (54) aufweist, der auf der radial äußeren Seite der Nabe (53) gegenüber dem Reibungsplattenabschnitt (50) angeordnet ist und einen inneren Umfang aufweist, mit dem der Reibungsplattenabschnitt (50) verkeilt  
20 ist, und

wobei die Antriebswelle (14) mit der Nabe (53) verbunden ist, während eines der Kraftübertragungselemente mit dem Kranz (54) verbunden ist.

#### 25 3. Getriebe nach Anspruch 2,

wobei die Nabe (53) einen Öldurchgang (57) zum Verbinden des inneren und äußeren Umfangs der Nabe (53) aufweist, um das von seiner radial inneren Seite zugeführte Schmieröl, in den Reibungsplattenabschnitt (50) einzubringen.

30

#### 4. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 3,

wobei die hydraulische Servoeinrichtung (3) ein Schubelement (33) mit einer ringförmigen Scheibenform aufweist, das zwischen der Kupplung und dem ersten Lager (32) angeordnet  
35 ist, und

wobei das Schubelement (33) am inneren Umfangsabschnitt dem ersten Lager (32) und am äußeren Umfangsabschnitt der Kupplung (C-1) gegenüberliegt.

5        5. Getriebe nach Anspruch 4,

wobei die hydraulische Servoeinrichtung (3) eine Rückholfeder (58) aufweist, um eine Schubkraft auf den Kolben (31) auszuüben, die der Bewegung des Kolbens (31) entgegenwirkt, wenn der Ölkammer (3C) der Öldruck zugeführt wird, und

10       wobei die Rückholfeder (58) auf der radial inneren Seite der Kupplung (C-1) angeordnet ist.

6. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 5,

wobei die hydraulische Servoeinrichtung (3) eine Rückholfeder (58), die dazu dient, eine Schubkraft auf den Kolben (31) auszuüben, die der Bewegung des Kolbens (31) entgegenwirkt, wenn der Ölkammer (3C) der Öldruck zugeführt wird, und ein zwischen der Kupplung (C-1) und dem ersten Lager (32) angeordnetes Schubelement (33) aufweist, und

20       wobei die Rückholfeder (58) so angeordnet ist, daß sie an ihrem einen Ende axial an das Schubelement (33) und an ihrem anderen Ende an den Flanschabschnitt (56) anstößt.

7. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 6,

25       wobei die hydraulische Servoeinrichtung (3) ein zwischen der Kupplung (C-1) und dem ersten Lager (32) angeordnetes Schubelement (33) aufweist,

wobei das erste Lager (32) ein Paar von Laufringen (34, 35) aufweist, die an den Kolben (31) bzw. das  
30       Schubelement (33) anstoßen, und

wobei der an das Schubelement (33) anstoßende Laufring (35) einen Schmieröl-Aufnahmeabschnitt (36) aufweist, der zylindrisch und radial innen vom Schubelement (33) ausgedehnt ist.

EP-B-0 733 834  
(96 10 3688.6)  
AISIN AW CO. LTD.  
u.Z.: A 1434 EP

FIG. 1

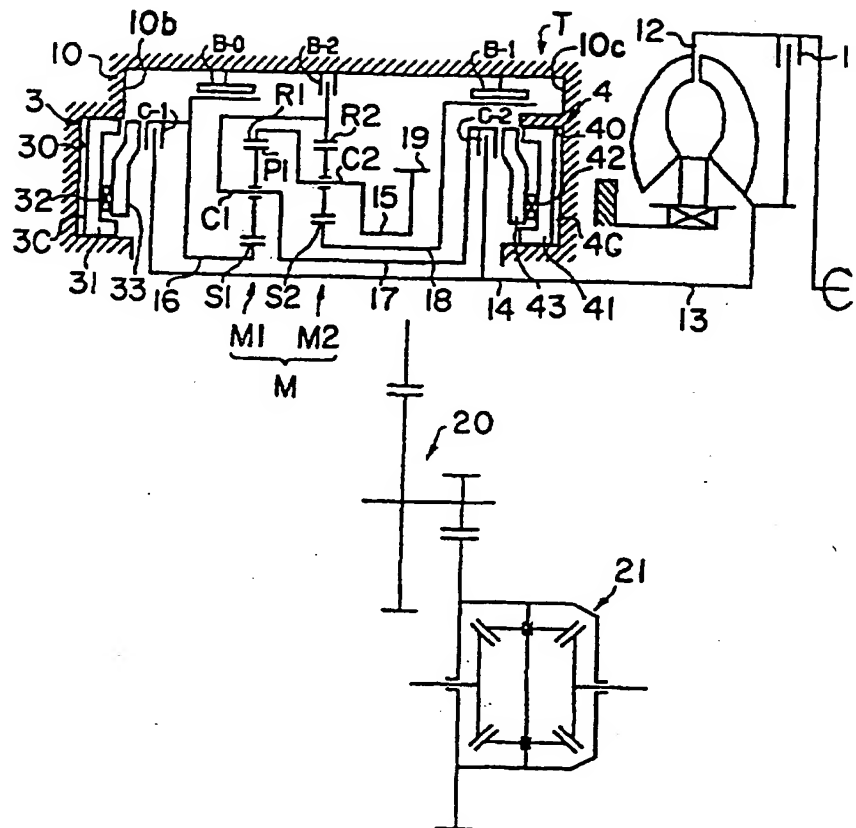


FIG. 2

	C-1	C-2	B-0	B-1	B-2
P					
REV	○				○
N	○				
1.	○			○	
2.		○		○	
3.	○	○			
4.		○	○		

FIG. 3

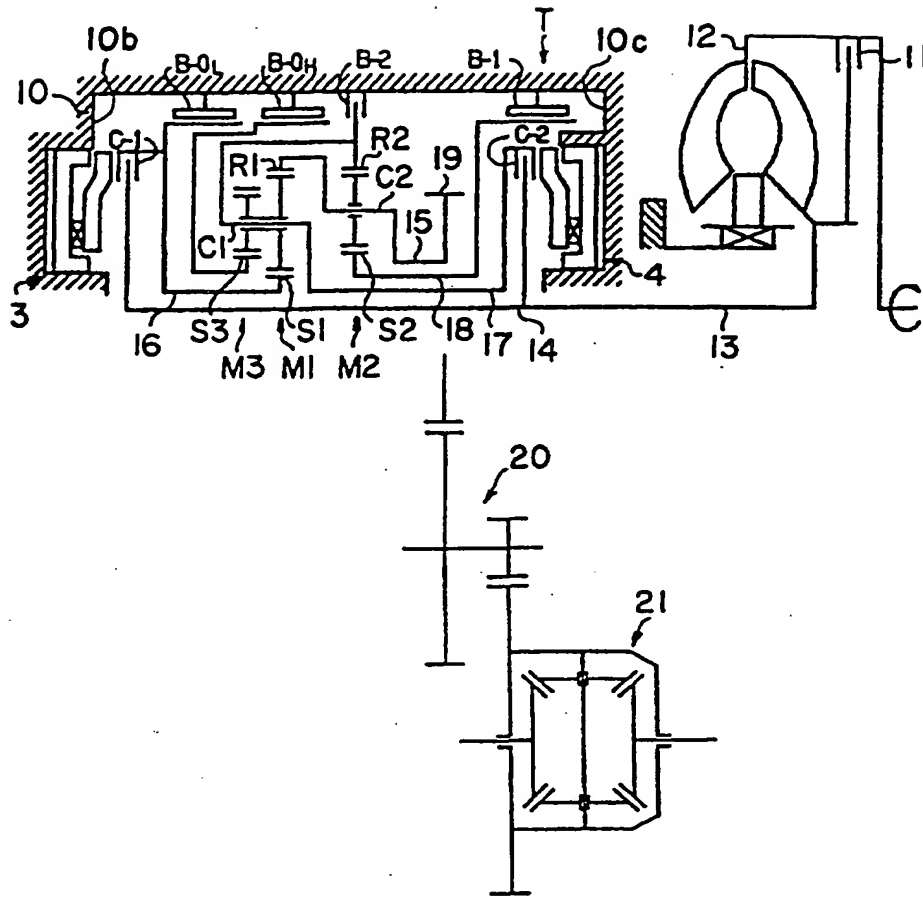


FIG. 4

	C-1	C-2	B-0	B-0L	B-1	B-2
P						
REV	○					○
N	○					
1.	○				○	
2.		○			○	
3.	○	○				
4.		○	○			
5.		○		○		

FIG. 5

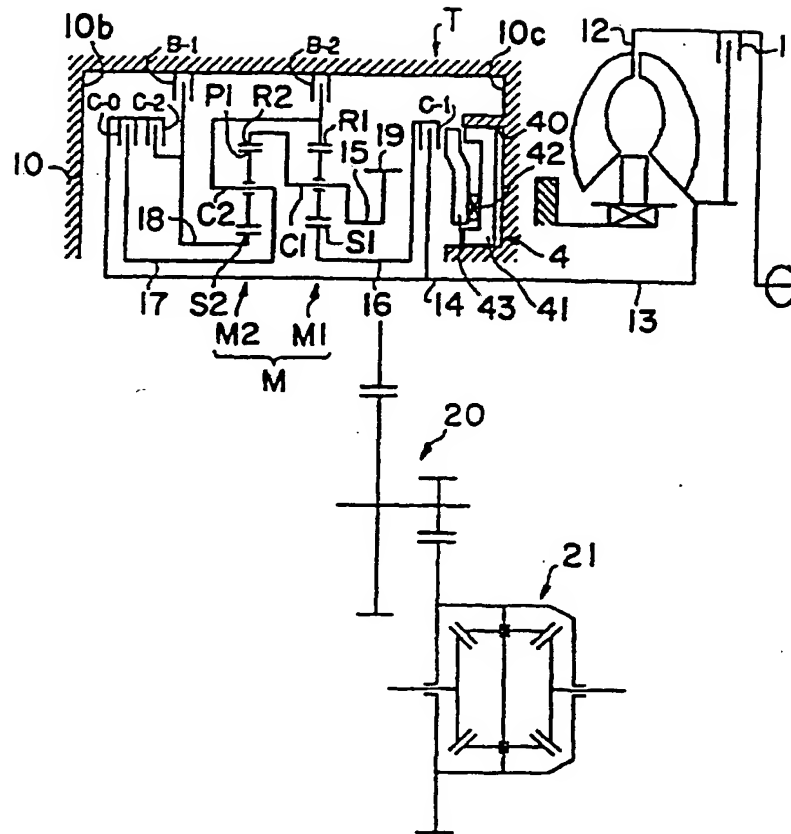


FIG. 6

	C-1	C-2	C-0	I8	I5
P					
REV		○			○
N					○
1.	○				○
2.	○			○	
3.	○		○		
4.			○	○	

FIG. 7

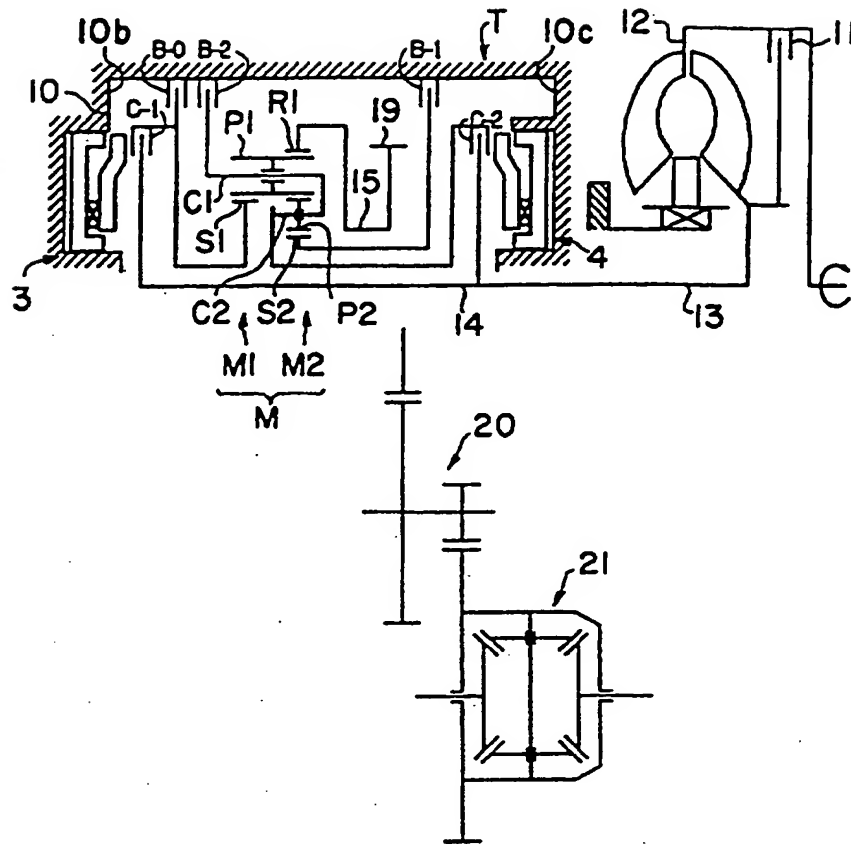


FIG. 8

	C-1	C-2	B-0	B-1	B-2
P					
REV	○				○
N	○				
1.	○			○	
2.		○		○	
3.	○	○			
4.		○	○		

210100

FIG. 9

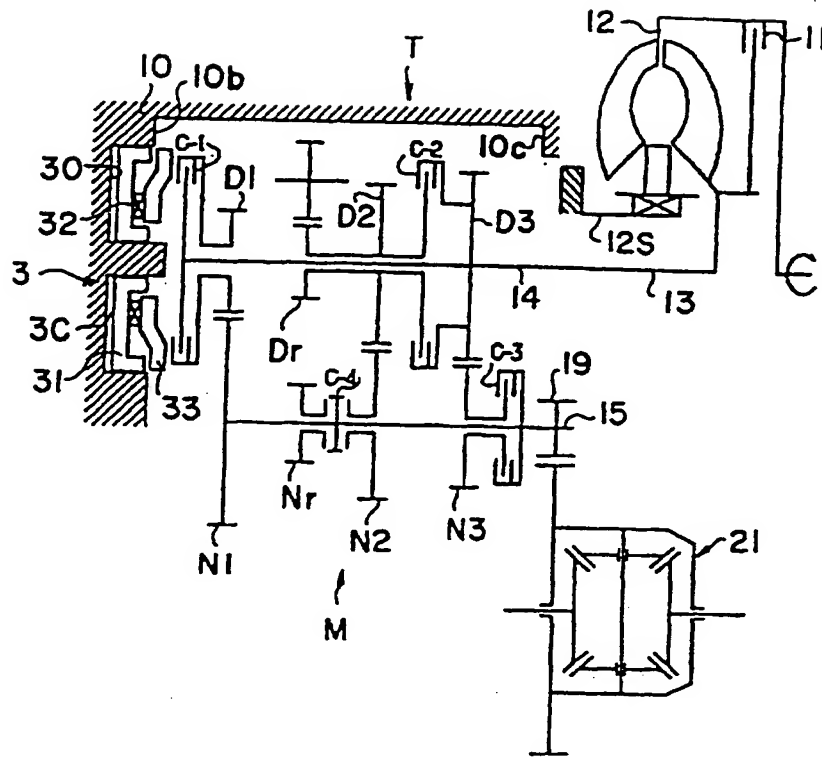
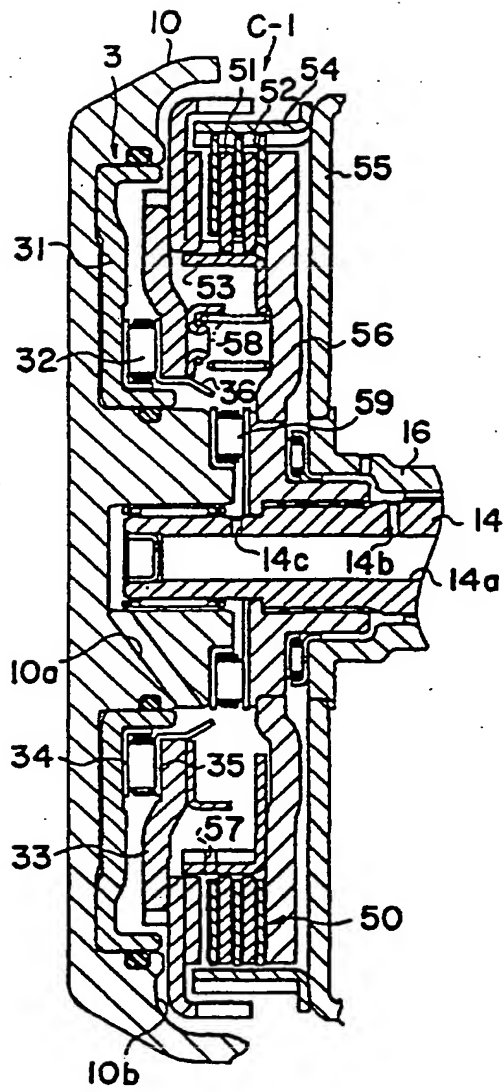


FIG. 10

	C-1	C-2	C-3	C-4	
				RECHTS	LINKS
P					
REV		O			O
N					
1.	O			O	
2.		O		O	
3.			O	O	



FIG. 11



210102

- 41 -

FIG. 12

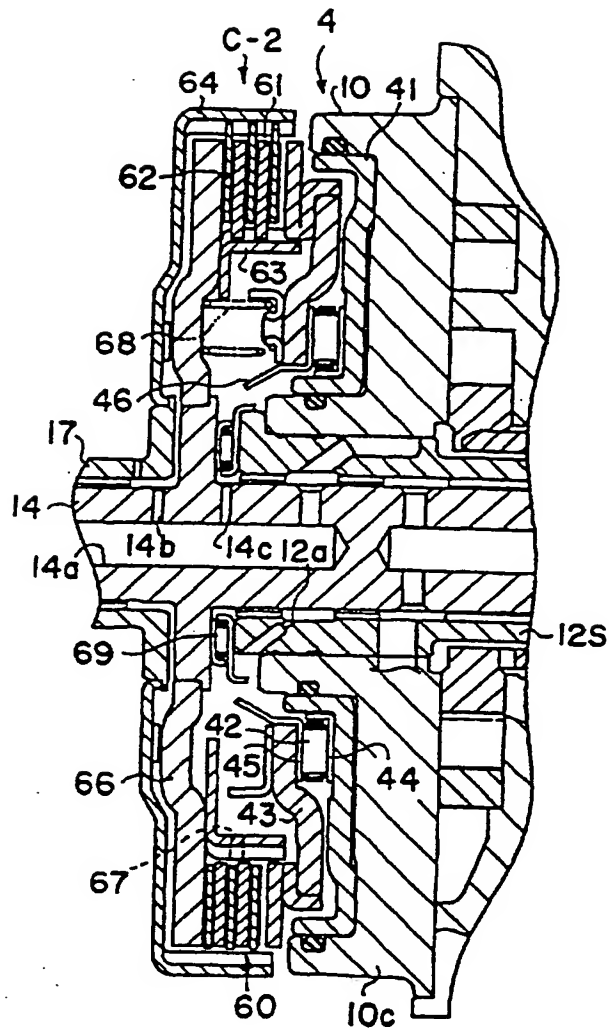


FIG. 13

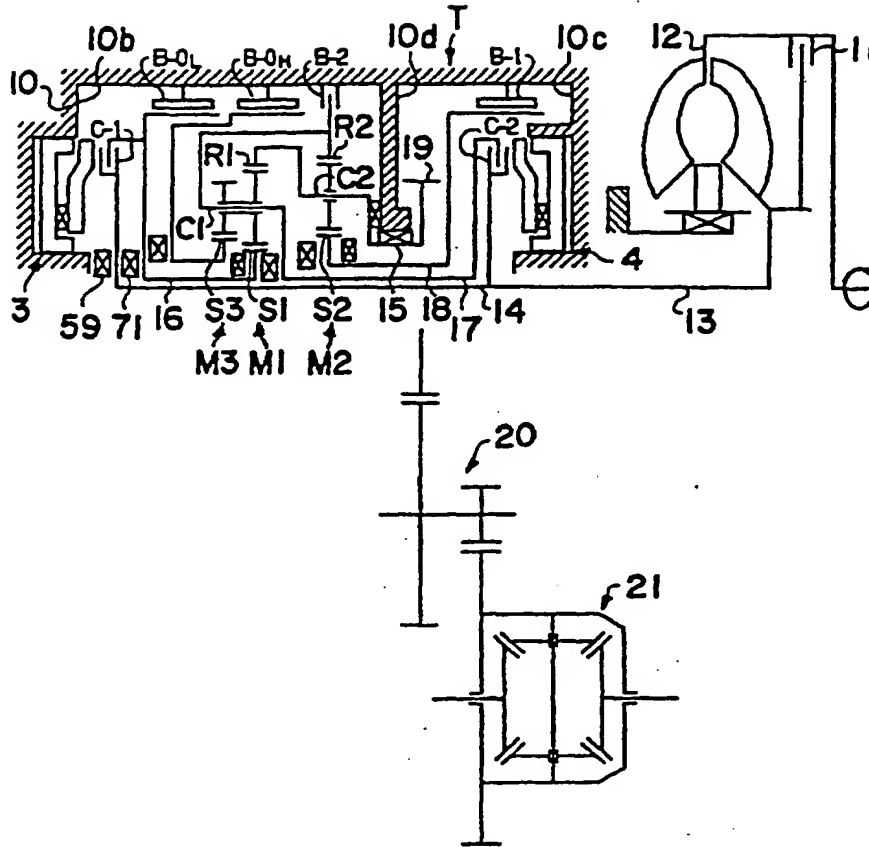


FIG. 14

	C-1	C-2	B-0	B-0H	B-1	B-2
P						
REV	○					○
N						
1.	○				○	
2.		○			○	
3.	○	○				
4.		○	○			
5.		○		○		

FIG. 15

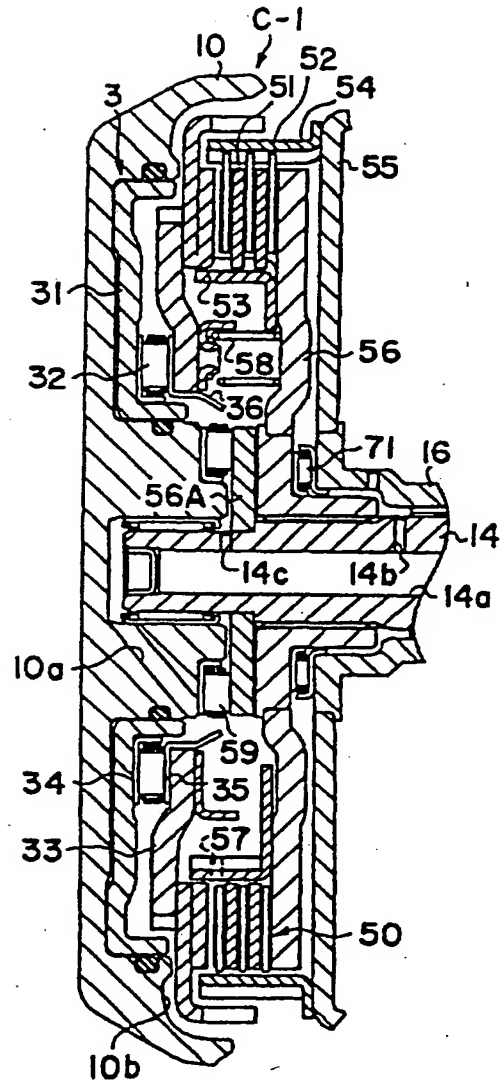


FIG. 16

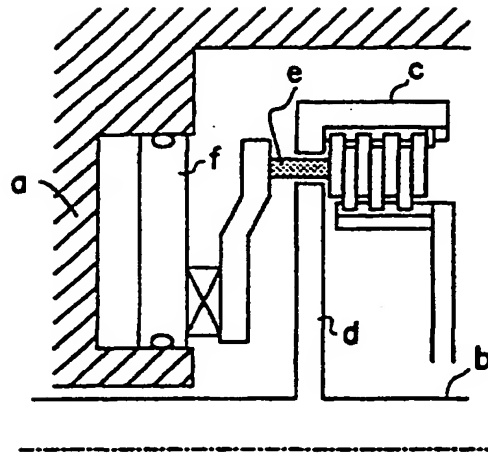
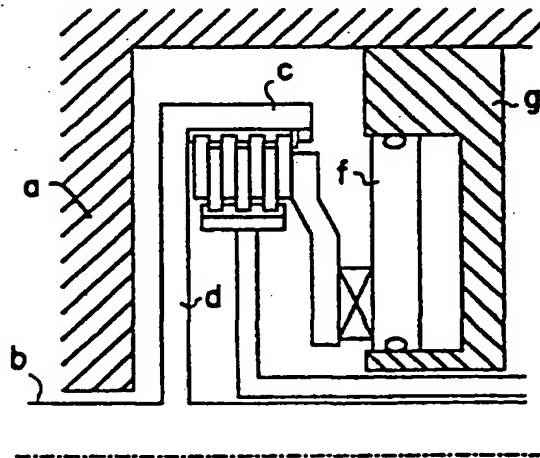


FIG. 17



**THIS PAGE BLANK (USPTO)**